

DEUTSCHES PATENTAMT



## AUSLEGESCHRIFT 1 001 049

M 9913 I./46b<sup>2</sup>

ANMELDETAG: 16. JUNI 1951

BEKANNTMACHUNG  
DER ANMELDUNG  
UND AUSGABE DER  
AUSLEGESCHRIFT:

17. JANUAR 1957

## 1

Die Erfindung bezieht sich auf Brennkraftmaschinen mit Ladegebläse und Ladeluftkühler, die unter sich ändernden Belastungsverhältnissen betrieben werden. Erfindungsgemäß wird ein Ansteigen der Verdichtungstemperatur bei steigender Leistung dadurch verhindert, daß das in dem Zylinder eingeschlossene Luftvolumen in umgekehrtem Verhältnis zu der Belastung geändert wird, so daß der lediglich infolge der Verdichtung erfolgende Temperaturanstieg in dem Zylinder sich umgekehrt wie die Belastung ändert.

Es ist bekannt, daß die Leistung einer Brennkraftmaschine durch Einbau eines Kompressors erhöht wird, der die Ladeluft vor ihrem Eintritt in den Zylinder verdichtet, so daß eine größere Kraftstoffmenge verbrannt werden kann. Im allgemeinen steigt die Leistung des Motors entsprechend der Erhöhung des Druckes der Ladung.

Der Vorteil einer höheren Motorleistung, die sich aus der Verwendung eines Kompressors ergibt, wird jedoch bei hohen Ladedrücken dadurch etwas vermindert, daß der Motor kräftiger gebaut sein muß, damit er die erhöhten Innendrucke aushält und noch eine wesentliche Sicherheit bietet. Je größer der Motor, desto wichtiger sind diese Forderungen.

Ein noch wichtigeres Merkmal ist darin zu sehen, daß mit höher werdendem Druck, auf den die Ladeluft von dem Kompressor verdichtet wird, sich auch die Temperatur der Ladeluft erhöht. Bei dem üblichen Kompressormotor ergibt sich daraus eine entsprechende Erhöhung der Kompressionsendtemperatur, d. h. der Temperatur der Luft im Zylinder am Ende des Kompressionshubes, und der Verbrennungshöchsttemperatur. Es werden also alle Temperaturen des gesamten Kreislaufes erhöht, und auch die Zylinder sowie die die Zylinder umgebenden Teile eines bestimmten Motors werden übermäßigen Wärmespannungen ausgesetzt, wenn der Kompressionsdruck einen bestimmten Wert übersteigt. Der Temperaturanstieg der Ladeluft beim Erhöhen des Kompressionsdruckes begrenzt daher die Arbeitsbelastung des Motors.

Es wurde versucht, diese unerwünschte Wirkung durch Kühlung zu beheben, indem die Ladeluft vor ihrem Eintritt in die Zylinder gekühlt wurde. Wenn die Kühleinrichtungen den größten Teil der Verdichtungswärme aus der Ladeluft ableiten, bleibt die Temperatur der der Einlaßleitung zugeführten Luft trotz der Schwankungen im Kompressordruck im wesentlichen gleich hoch. Außer von der Temperatur der Ladeluft hängt die Verbrennungshöchsttemperatur aber auch von der Menge des in den Zylindern verbrannten Kraftstoffes ab, so daß durch ein Erhöhen der Belastung des Motors trotz des von der

## Brennkraftmaschine

## Anmelder:

Ralph Miller, Milwaukee (V. St. A.)

Vertreter: Dr.-Ing. H. Ruschke, Berlin-Friedenau,  
und Dipl.-Ing. K. Grentzenberg, München 13;  
Ainmillerstr. 26, Patentanwälte

Ralph Miller, Milwaukee (V. St. A.),  
ist als Erfinder genannt worden

## 2

Kühlung bewirkten Gleichbleibens der Ladetemperatur ein Erhöhen der Verbrennungshöchsttemperatur erfolgt, weil zur Aufnahme der größeren Belastung mehr Kraftstoff verbrannt wird.

Ziel der Erfindung ist ein Kompressormotor, bei dem bei steigender Belastung mehr Kraftstoff in den Zylindern verbrannt und der in den Zylindern herrschende mittlere Arbeitsdruck erhöht werden kann, ohne daß die obere Sicherheitsgrenze für die Verbrennungshöchsttemperatur und den Höchstdruck überschritten wird.

In seinen wesentlichen Bauteilen besteht der Motor aus dem eigentlichen Motor, aus einem Kompressor, der die Ladeluft bei einem Druck zuführt, der von der auf dem Motor liegenden Belastung abhängt, aus einer Kühlvorrichtung für die Ladeluft und aus einem selbsttätigen Regler, der das in den Zylindern vorhandene Verdichtungsverhältnis umgekehrt mit der Belastung oder einem von dieser Belastung abhängenden Faktor ändert. Unter dem Ausdruck »Verdichtungsverhältnis« ist das Verhältnis des innerhalb der Zylinder vorhandenen Kompressionsenddruckes zu dem Druck der Ladeluft zu verstehen.

Die selbsttätige Änderung des Verdichtungsverhältnisses kann auf verschiedenen Wegen erfolgen.

Beispielsweise kann die Regelung ausgeführt werden, indem die Einstellung des Lufteinlaßventils geändert wird. Das Schließen dieses Ventils kann um eine Größe verstellt werden, die von dem Überdruck des Ladedruckes abhängt. Das Schließen kann so weit vor den unteren Totpunkt verlegt werden, daß eine Ausdehnung der Luftfüllung im Zylinder stattfindet, oder das Schließen dieses Ventils kann so weit nach dem unteren Totpunkt verlegt werden, daß ein

Teil der Ladeluft aus dem Zylinder zurück in die Lufteinlaßleitung gedrückt wird.

Es kann aber auch die Einstellung des Auspuffventils geändert werden, so daß eine Ladeluftmenge, die von dem Überdruck des Ladedruckes abhängt, aus dem Zylinder wieder ausgeschoben wird, ehe die Verdichtung der Luft beginnt.

Die selbsttätige Regelung kann auch durch ein besonderes Auslaßventil erfolgen, das zu Beginn des Verdichtungshubes offen bleibt, solange der Kompressionsanfangsdruck über einem vorbestimmten Wert liegt.

In jedem dieser vier Fälle wird die Verdichtungs- endtemperatur, die sonst bei hohen Verdichtungs- drücken erhalten wird, durch Herabsetzen des Ver- dichtungsverhältnisses erniedrigt.

Die Erfindung ist mehr oder weniger schematisch in der Zeichnung dargestellt. In der Zeichnung ist Fig. 1 ein Ventilsteuerungsdiagramm eines erfin- dungsgemäßen Viertaktmotors;

Fig. 2 ein Druckvolumendiagramm eines erfin- dungsgemäßen Viertaktmotors,

Fig. 3 ein Ventilsteuerungsdiagramm mit geringer Steuerzeitenüberschneidung,

Fig. 4 ein Ventilsteuerungsdiagramm mit Steuer- zeitenüberschneidung,

Fig. 5 ein Druckvolumendiagramm gemäß dem in Fig. 3 dargestellten Ventilsteuerungsdiagramm,

Fig. 6 ein Druckvolumendiagramm, das zeigt, wie eine höhere Leistung von einem erfindungsgemäßen Viertakt Dieselmotor gegenüber den zur Zeit verwen- deten Motoren erhalten werden kann,

Fig. 7 das zugehörige Temperaturvolumendia- gramm,

Fig. 8 ein schematischer Schnitt einer Ausführung der Vorrichtung, die bei einem Viertaktmotor ver- wendet wird,

Fig. 9 ein Diagramm, das die Druck- und die Tem- peraturverhältnisse des in Fig. 8 dargestellten Motors zeigt,

Fig. 10 ein lotrechter Schnitt durch einen die Er- findung enthaltenden Zweitaktmotor,

Fig. 11 ein Schnitt eines abgeänderten Motors nach Fig. 10, dessen Ventilantriebsvorrichtung entspre- chend der Kraftstoffzufuhr zum Motor geändert wird,

Fig. 12 eine Draufsicht der in Fig. 11 dargestellten Vorrichtung, und

Fig. 13 ist ein Steuerzeitendiagramm für die in den Fig. 11 und 12 dargestellte Ventileinrichtung.

Gemäß einer Ausführung der Erfindung wird das Einlaßventil geschlossen, bevor der Kolben die untere Totpunktlage des Saughubes erreicht. Nach dem Schließen des Einlaßventils dehnt sich demgemäß die in dem Zylinder befindliche Füllung unter entspre- chender Abnahme des Druckes und der Temperatur der Füllung aus. Zu Beginn des Verdichtungshubes wird demzufolge die Luft einen geringeren Druck und eine geringere Temperatur haben als während des ersten Abschnittes des Saughubes. Bei dem in Fig. 1 dargestellten Ventilsteuerungsdiagramm wird das Einlaßventil bei  $c$  geschlossen, und demzufolge wird die in dem Zylinder befindliche Füllung von  $c$  bis  $e$  ausgedehnt und gekühlt. Von  $e$  bis  $f$  wird die in dem Zylinder befindliche Füllung durch den Auf- wärtshub des Kolbens in dem Zylinder verdichtet, und nahe dem Ende des Verdichtungshubes erfolgt die Zündung. Das verbrennende Kraftstoffluftgemisch drückt dann den Kolben während des Arbeitshubes nach abwärts, und das Auspuffventil wird ungefähr

bei  $d$  geöffnet und bleibt von  $d$  bis  $b$  offen, wie dies durch den Bogen  $s$  dargestellt ist. Das Einlaßventil öffnet sich bei  $a$ , und das Spülen findet von  $a$  bis  $b$  statt. Das Einlaßventil bleibt bis  $c$  offen, und der Zy- klus wird wiederholt. Der Bogen  $t$  zeigt den Teil des Zyklus, währenddessen das Einlaßventil offen bleibt. Fig. 2 zeigt das zugehörige Druckvolumendiagramm.

Wird mit dem Arbeitshub des Motors begonnen, so fällt der in dem Zylinder herrschende Gasdruck längs Linie  $g$ , sobald der Kolben des Motors sich abwärts bewegt. Bevor die untere Totpunktlage  $e$  erreicht ist, öffnet sich das Auspuffventil bei  $d$ , wodurch ein Druckabfall in der Kurve  $g$  auf die Linie  $P_0$  statt- findet, die den Gegendruck während des Auspuffs darstellt. Während des Aufwärtshubes des Kolbens werden Auspuffgase durch das Auslaßventil ausge- trieben, und an dem Punkt  $a$  wird das Einlaßventil geöffnet; von  $a$  bis  $b$  sind sowohl das Einlaßventil als auch das Auslaßventil gleichzeitig offen. Dies ist die Spülperiode, während der Druckluft von einem Ge- bläse in den Zylinder strömt und die Auspuffgase, die in dem Zylinder verblieben sind, durch das Auslaß- ventil hinaustreibt. Am Punkt  $b$  schließt das Auslaß- ventil, während das Einlaßventil offen bleibt, so daß die von einem Gebläse kommende Luft schnell den in dem Zylinderraum herrschenden Druck auf den Druck  $P_2$  erhöht, der den Druck darstellt, der in der Einlaßleitung aufrechterhalten wird. Der Abwärts- hub des Kolbens von  $b$  nach  $c$  ist ebenfalls ein Arbeitshub, da der Druck  $P_2$  größer als der Druck auf der Unterseite des Kolbens ist. Am Punkt  $c$  ge- gen das Ende des Saughubes zu wird das Einlaß- ventil geschlossen, um die Luftzufuhr von der Ein- laßleitung abzuschneiden. Während des übrigen Hu- bes des Kolbens dehnt sich die in dem Zylinder be- findliche Luft von  $c$  bis  $e$  von dem Druck  $P_2$  auf den Druck  $P_1$  aus. Sobald der Kolben beim folgenden Hub von  $e$  bis  $f$  sich aufwärts bewegt, wird die Luft- füllung längs der Drucklinie  $h$  verdichtet. Das obere Ende des Druckvolumenschaubildes ist in Fig. 2 nicht dargestellt. Die Verbrennung findet am Ende des Ver- dichtungshubes statt, und der Druck fällt beim folgen- den Arbeitshub längs der Drucklinie  $g$ .

Obwohl das Schließen des Einlaßventils vor der Beendigung des Saughubes die bevorzugte Durchfüh- rungsform der Erfindung bei einem Motor darstellt, können auch andere Einrichtungen zur Vergrößerung oder zur Verminderung des Druckes und der Tempe- ratur der in den Motorzylindern befindlichen Füllung mit guten Ergebnissen verwendet werden. Beispiels- weise kann das Auslaßventil oder das Einlaßventil während eines kurzen Zeitabschnittes beim Verdich- tungshub geöffnet werden, oder es kann ein zweites Ventil vorgesehen sein, das lange genug geöffnet wird, um die gewünschte Druckherabsetzung und Temperaturverminderung in dem Zylinder durchzu- führen.

Bei dem in Fig. 8 dargestellten Viertaktmotor mit Abgasturbolader ermöglicht das Auslaßventil 15 den Verbrennungsprodukten, durch die Leitung 17, die Sammelleitung 50, die Leitung 51 über das durch die Auspuffgase getriebene Turbinenrad 52 aus dem Zy- linder 10 durch die Auspuffleitung 53 abzuführen. Das Turbinenrad 52 treibt die Welle 54, die ihrer- seits das Gebläserad 55 antreibt, das Luft in Rich- tung der Pfeile ansaugt und die Luft in den Ge- bläsedeckel 57 drückt, von wo die Luft über einen Zwischenkühler 58 mit konstanter Kühlleistung zu einem Lufteinlaß 16 strömt, den das Einlaßventil 14 in der nachstehenden Weise öffnet und schließt.

In diesem besonderen Falle wird das Verdichtungsverhältnis, dessen Definierung bereits erfolgte, in Übereinstimmung mit dem Druck der Ladeluft in dem Gebläsedeckel 57 geändert, wozu ein selbsttätiger Regler vorgesehen ist, der die Einstellung des Einlaßventils 14 ändert.

Das von seiner Feder 59 belastete Einlaßventil 14 wird über die Einstellmutter 60, Hebel 61, Verbindungsstange 62 und Nockenläufer 63 von dem Nocken 64 der Nockenwelle 65 betätigt, die durch eine geeignete Verbindung von der Kurbelwelle angetrieben werden. Eine Winkelbewegung des Nockenläufers 63 um die Welle 65 über den Winkel A-C ändert das zeitliche Arbeiten des Einlaßventils.

Die selbsttätige Regeleinrichtung für diese Winkelbewegung ist von dem Druck der von dem Abgas-turbogebälse geförderten Luft abhängig, was seinerseits von der Auspufftemperatur und dem Druck abhängt, die wiederum von der auf dem Motor liegenden Belastung abhängen. Die Leitung 66 führt von dem Gebläsedeckel 57 zum Zylinder 67. In dem Zylinder 67 befindet sich ein Kolben 68, der durch die Feder 69 nach aufwärts gedrängt wird. In dem Zylinder befindet sich ferner ein Kissen 70, um die Aufwärtsbewegung des Kolbens zu begrenzen. Die Kolbenstange 71 wird durch die Muffe 72 geführt. Der auf der Unterseite des Kolbens 68 herrschende Druck entspricht dem Druck der Außenluft. Ein Drehzapfen 73 am unteren Ende der Kolbenstange 71 greift in einen Schlitz 74 des Winkelhebels 75 ein, der bei 76 an einem Lenker 77 angelenkt ist, der seinerseits an einer Ventilstange 78 schwingbar sitzt, die zwei in dem Ventilzylinder 81 liegende Ventilkolben 79 und 80 trägt. Die Leitungen 82 führen von dem oberen Ende und dem unteren Ende des Ventilzylinders 81 in die Außenluft. Ein Rohr 84 ist mit der Schmieranlage des Motors verbunden und führt unter Druck stehendes Schmieröl dem Zylinder 81 zu. Eine durch den Ventilkolben 80 gesteuerte Leitung 85 führt von dem Zylinder 81 zu dem oberen Ende des Zylinders 86 über den in diesem Zylinder befindlichen Kolben 87. Die von dem Ventilkolben 79 gesteuerte Leitung 88 führt von dem Ventilzylinder 81 zu dem Arbeitszylinder 86 unter den Kolben 87. Der Kolben 87 besitzt eine Kolbenstange 89, an der bei 90 der Hebel 75 angelenkt ist. Diese Kolbenstange 89 trägt auch eine Zahnstange 91, die im Eingriff mit einem Zahnrad 92 steht, das einen Exzenter 93 auf Welle 94 trägt, so daß die Längsbewegung der Zahnstange 91 das Zahnrad in Umdrehung setzt und auf diese Weise den in einer Stange 95 liegenden Exzenter dreht. Das Außenende der Stange 95 ist bei 96 an dem Zapfen des Nockenläufers 63 schwingbar gelagert.

Wenn bei der in Fig. 8 dargestellten Lage der Teile die Motorbelastung sich erhöht, erhöhen sich die Turbinendrehzahl und auch der Luftdruck in dem Deckel 57, wodurch der Kolben 68 nach abwärts gedrückt wird. Dadurch werden die Ventilkolben 79 und 80 nach abwärts bewegt und das untere Ende des Zylinders 86 und der Kolben 87 über die Leitung 84 dem Schmieröldruck ausgesetzt. Dadurch hebt sich der Kolben 87, dreht das Zahnrad 92, so daß sich der Nockenläufer 63 von der Mittelstellung B nach A bewegt und dadurch den Vorschubwinkel des Einlaßnockens ändert, um den Zeitpunkt vorzuverlegen, in dem das Einlaßventil 14 schließt. Natürlich hat die Aufwärtsbewegung des Kolbens 87 ein Zurückkehren des Hebels 75 auf neutrale Stellung zur Folge; die Ventilkolben 79 und 80 schließen die Leitungen 88 und 85, und die Vorrichtung wird verriegelt und in

der richtigen Stellung gehalten, bis wieder eine Änderung im Luftdruck stattfindet.

Sobald die Belastung abnimmt, sinkt der Luftdruck im Gebläsedeckel 57, und es erfolgt die Bewegung der Zahnstange 91 in der entgegengesetzten Richtung, und der Nockenläufer 63 wird zurück nach C bewegt, um die Schließungszeit des Einlaßventils zu verzögern.

Gewünschtenfalls kann an Stelle des im Gebläsedeckel 57 herrschenden Luftdruckes der Motorregler zur Abgabe der Kraft, die die Einstellung des Einlaßventils 14 ändert, herangezogen werden. Dieselbe Vorrichtung kann gleich gut verwendet werden, um an Stelle des Einlaßventils das Auspuffventil oder das Einlaßventil und das Auspuffventil oder ein besonderes Auslaßventil zu regeln, das nach Schließen des Auspuffventils während einer veränderbaren Zeit offen bleibt.

Vorzugsweise wird bei hoher Belastung des Motors die Luft von dem Gebläse 55 auf einen wesentlich höheren Druck verdichtet, als in den Motoren dieser Art üblich. Ein Verdichten kann beispielsweise auf etwa 2 atü erfolgen. Die Luft strömt dann aus dem Gebläse mit beträchtlich hoher Temperatur aus, so daß die Kühlwirkung des Kühlers 58 entsprechend wichtiger wird.

Wenn der Druck der Ladeluft einen bestimmten Wert erreicht hat, wird, ehe der Kolben die untere Totlage des Ansaugtrubes einnimmt, das Einlaßventil 14 geschlossen. Infolgedessen dehnt sich nach dem Schließen des Einlaßventils 14 die in dem Zylinder vorhandene Ladung aus, so daß die Ladeluft beim Beginn des Kompressionshubes einen niedrigeren Druck und eine niedrigere Temperatur hat als in dem Zeitpunkt, in dem das Einlaßventil geschlossen wurde.

Fig. 9 zeigt die in dem Zylinder 10 der Fig. 8 vorhandene Beziehung zwischen der Temperatur und dem Druck unter verschiedenen Motorbelastungen. Beim Sinken der Belastung wird weniger Kraftstoff in den Zylinder eingespritzt, und die Auspufftemperatur sowie der Druck fallen. Hierdurch sinkt die Gebläsedrehzahl, so daß der Gebläsedruck entsprechend der mit »Luftdruck« in der Einlaßleitung bezeichneten Kurve fällt. Beim Fallen des Druckes sinkt auch die Temperatur der aus dem Gebläse 55 strömenden Luft. Die Temperatur kann 137° C bei einem Druck von 1,26 kg/cm<sup>2</sup> und nur 82° C unter der halben Belastung bei einem Druck von 0,56 kg/cm<sup>2</sup> betragen. Ein Teil der Wärme wird von dem Kühler 58 aufgenommen, ehe die Ladeluft in den Zylinder strömt. Der Kühler 58 hat solche Bauart, daß die abströmende Luft eine gleichbleibende Temperatur hat. Die von dem Kühler 58 kommende Luft gleichbleibender Temperatur wird innerhalb des Zylinders infolge der Ausdehnung weiter gekühlt, die auftritt, wenn die Belastung einen bestimmten Wert überschreitet. Die Größe der im Zylinder erfolgenden Abkühlung ist proportional der Belastung des Motors.

In dem Diagramm der Fig. 9 ist angenommen, daß sich das Einlaßventil etwa 42° vor dem unteren Totpunkt bei voller Belastung schließt, wodurch eine Ausdehnung von 1,26 atü auf 0,56 atü und ein Temperaturabfall von 33° C erfolgt. Bis etwa zur halben Belastung schließt das Einlaßventil allmählich später. Bei einer darunter liegenden Belastung wird eine volle Luftladung eingesaugt, so daß keine Ausdehnung der Luft im Zylinder erfolgt.

Fig. 3 zeigt ein Kurbelkreisdiagramm, bei welchem der Überschneidungswinkel a-b so klein (oder gleich

(Null) gemacht ist, daß kein Kraftstoffluftgemisch aus der Einlaßleitung zu der Auslaßleitung strömen kann.

Die durch das neue Verfahren erhaltene Herabsetzung der Temperatur  $T_1$  zu Beginn des Verdichtungshubes wird am besten an einem Beispiel gezeigt. Ein nach dem üblichen Verfahren aufgeladener Motor mit einem Verdichtungsverhältnis 6:1 wird eine Einlaßtemperatur von  $54^\circ\text{C}$  bei einer angenommenen Gebläseansaugtemperatur von  $32^\circ\text{C}$  haben. Bei Voll- 10 last mit einer Restgastemperatur von etwa  $70^\circ\text{C}$  wird die Temperaturerhöhung durch Vermischen mit den Restgasen etwa  $24^\circ\text{C}$  und die Temperaturerhöhung durch Berührung mit den heißen Zylinderwänden etwa  $27^\circ\text{C}$  betragen, so daß  $T_1 = 54 + 24 + 27 = 105^\circ\text{C}$ .

Bei Anwendung des Verfahrens gemäß der Erfindung würde der Gebläsedruck beispielsweise auf  $P_2 = 1,6$  atü gehoben werden. Bei  $32^\circ\text{C}$  Gebläseansaugluft würde nunmehr die Gebläsedruckluft eine 20 Temperatur von  $105^\circ\text{C}$  haben. Diese könnte in dem Zwischenkühler auf  $50^\circ\text{C}$  gekühlt werden. Die Temperatur bei  $c$  in Fig. 5 würde dann  $T_1 = 50 + 24 + 27 = 101^\circ\text{C}$  betragen. Bei Ausdehnung von  $c$  bis  $e$  von  $1,6$  atü auf  $0,2$  atü würde dann die Temperatur 25 um  $40^\circ\text{C}$  auf  $61^\circ\text{C}$  fallen.

Bei einem Verdichtungsexponenten von  $1,35$  würden die entsprechenden Endverdichtungstemperaturen  $706$  bzw.  $645^\circ\text{K}$  sein. Ein Motor, bei dem die erfindungsgemäße Anlage verwendet wird, kann also mit 30 einem Kraftstoff niederer Oktanzahl betrieben werden. Wird jedoch ein Kraftstoff verwendet, der bei einer Verdichtungstemperatur von  $760^\circ\text{K}$  zufriedenstellend arbeitet, kann der die erfindungsgemäße Anlage verwendende Motor mit einem Verdichtungsverhältnis von  $8,5:1$  betrieben werden. 35

Diese Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses würde in einer Verminderung der Erwärmung durch die Restgase von  $24$  auf  $9^\circ\text{C}$  sich auswirken, und zwar auf Grund des kleineren Verbrennungsraumes, und würde auch den thermischen Wirkungsgrad von  $51$  auf  $58\%$  erhöhen.

Das obige Beispiel zeigt die Verbesserung, die bei einem Motor ohne Steuerzeitenüberschneidung, also ohne Spülen erhalten werden kann. Eine weitere Verbesserung wird erhalten durch Überschneiden der Steuerzeiten des Einlaßventils und des Auslaßventils entsprechend dem Kurbelkreisdigramm nach Fig. 4 und durch Zuführen von genügend Luft während dieses Zeitraumes durch das Einlaßventil, um die 50 restlichen Abgase durch den Auslaß auszutreiben. Dieses Verfahren behebt die Lufterwärmung durch Restgase und würde in dem obigen Beispiel  $T_1$  von  $61^\circ\text{C}$  ohne Spülung auf  $31^\circ\text{C}$  mit Spülung herabsetzen. Damit Kraftstoffverluste vermindert werden, ist beim Spülen erforderlich, daß der Kraftstoff 55 entweder in die Einlaßleitung oder unmittelbar in den Zylinder hinein, und zwar nach dem Punkt  $b$  im Diagramm eingespritzt wird.

Ein weiterer Vorteil, der durch die Anwendung der Erfindung erhalten wird, ist die große Zunahme der Belastung, die ohne Erhöhung der mittleren Temperatur des Arbeitskreislaufes aufgenommen werden kann. Wenn bei einem mit niederer Verdichtung arbeitenden Motor bei voller Belastung mit einer 60 Temperatur  $T_1 = 385^\circ\text{K}$  die mittlere Temperatur  $T_m = 870^\circ\text{K}$  ist, so ist das Verhältnis  $T_m$  zu  $T_1 = 2,26$ . Wird das erfindungsgemäße Verfahren der Ausdehnungskühlung angewendet, so wird  $T_1$  auf  $340^\circ\text{K}$  herabgesetzt, so daß das Verhältnis  $T_m$  zu  $T_1$  70

bei einer bei Vollastlauf auftretenden mittleren Temperatur von  $870^\circ\text{K}$  etwa  $2,56$  sein würde und  $37\%$  mittlerer Druck mehr bei  $870^\circ\text{K}$  übertragen werden könnten.

Das Ausspülen des Verbrennungsraumes dieses Motors, der beispielsweise ein Verdichtungsverhältnis von  $5,55:1$  hat, würde  $T_1$  um  $40^\circ\text{C}$  herabsetzen. Die zusammengefaßte Wirkung des Kühlens und des Spülens würde dann ergeben  $T_1 = 300^\circ\text{K}$  und ein 10  $T_m$ -zu- $T_1$ -Verhältnis von  $2,9$  bei  $870^\circ\text{K}$  mittlerer Kreislauftemperatur. Die entsprechende mögliche Zunahme an mittlerer Druckbelastung würde dann etwa  $70\%$  betragen.

Es ist bekannt, daß die hohen Arbeitstemperaturen große Schwierigkeiten beim Betrieb von Ottomotoren der zur Zeit üblichen Ausführung bereiten. So ist es z. B. nicht möglich, die in dem Zylinder befindliche gesamte Luft zur Verbrennung auszunutzen, ohne zu solchen schädlichen Mitteln zu greifen, wie der Über- 15 reicherung des Gemisches oder dem Einspritzen von Wasser. Das Ausdehnungskühlverfahren ermöglicht es, die mittlere Arbeitstemperatur, wie dies in den obigen Beispielen gezeigt ist, auf fast jede gewünschte Temperatur herabzusetzen, und zwar lediglich durch Verwendung solcher Kühlmittel, wie Wasser oder Außenluft, bei den Temperaturen, bei denen diese Elemente zur Verfügung stehen.

Fig. 6 zeigt ein Druckvolumendiagramm (P-V-Diagramm) eines üblichen Viertaktgebläsedieselmotors, das innerhalb der vollen Linien liegt. Der Kompressionsdruck ist  $P$ , der Verbrennungsdruck  $P_s$ , der Auspuffgedruck  $P_o$ , der Außenluftdruck  $P_{atm}$ . Die vollen Linien in Fig. 7 zeigen die Temperaturen  $T$  für diesen üblichen Dieselmotor während des Saug- 20 hubes, des Verdichtungshubes und des Ausdehnungshubes, wobei die Ansaugtemperatur  $T_{mf}$  ist. Dieses Druck- und Temperaturdiagramm soll die höchste Belastung darstellen, der ein bestimmter Motor unterworfen werden kann, ohne die zulässige Höchsttemperatur zu überschreiten.

In Fig. 6 ist in gestrichelten Linien die Zunahme des Druckvolumendiagramms gezeigt, die erhalten wird, wenn der Betrieb des Motors nach den Lehren der Erfindung erfolgt. In Fig. 7 sind in gestrichelten 25 Linien die entsprechenden Temperaturen des gleichen Motors dargestellt, wenn er nach den Lehren der Erfindung arbeitet. Hierbei ist es möglich, eine größere Belastung auf einen gegebenen Zylinder bei einer niedrigeren Temperaturhöhe der Gase oder ohne Überschreitung der in dem Motor bestehenden Temperaturhöhe zu übertragen, wenn der Motor durch das übliche Verfahren aufgeladen wird. Dies ist in Fig. 7 erkenntlich, wenn die Ansaugtemperatur als  $T_{mf}$  wie in dem üblichen Motor angenommen wird. Während jedoch dieser letzterwähnte Motor die gleiche Temperatur  $T_1$  bis zum Beginn des Verdich- 30 tungshubes beibehält, wird nach dem Verfahren der Erfindung die Zylinderfüllung polytropisch von einem Druck  $P_2$  auf  $P_1$  am Ende des Saughubes ausgedehnt, und das Ergebnis ist eine Herabsetzung der Füllungs- temperatur von  $T_{mf}$  auf  $T_1'$ , und zwar entsprechend den thermodynamischen Gesetzen. Diese Herabset- 35 zung der Verdichtungsanfangstemperatur senkt auch die Verdichtungsendtemperatur, also auch die Temperatur am Ende des konstanten Verbrennungsvolumens bei  $P_3$ . Es ist ersichtlich, daß deshalb die Expansionslinie in dem Druckvolumendiagramm von  $C_1$  bis  $C_2$  verlegt werden kann, ohne die üblichen Gas- 40 höchsttemperaturen zu überschreiten, was durch Zusatz weiteren Kraftstoffes herbeigeführt wird und

einen größeren mittleren Leistungsdruck in dem Druckvolumendiagramm erzeugt. Es wird also mehr Arbeit geleistet.

Fig. 10 zeigt einen Gleichstromzweitaktmotor mit Abgasturboladen.

Der Verdichter 107, der nur zum Anlassen verwendet wird, kann je nach den Verhältnissen durch einen besonderen Motor oder durch die Motorkurbelwelle angetrieben werden. Der Verdichter 107 saugt Luft in der Richtung des Pfeiles an und fördert diese Luft durch die Leitung 115 zur Ansaugseite des Laders 108, der durch die Abgasturbine 109 angetrieben wird.

Zwischen dem Lader 108 und der Einlaßleitung 112 liegt die Kühlvorrichtung 111 mit gleichbleibender Kühlleistung. Die Leitung 111 steht mit dem Spürring 104 in Verbindung.

In diesem besonderen Falle erfolgt die Änderung des Verdichtungsverhältnisses in Abhängigkeit von der Belastung des Motors durch Änderung der Steuerzeiten der Auspuffventile 105. Der dieser Steuerzeitenänderung dienende Regler ist nicht dargestellt, kann aber der gleiche sein wie in Fig. 8.

Bei Belastung über einen bestimmten Wert hinaus beginnt die Verdichtung im Zylinder nicht in dem Zeitpunkt, in dem die Einlaßöffnungen 103 von dem Kolben 101 geschlossen werden, sondern in einem späteren Zeitpunkt, wenn der Kolben die gestrichelte Linie 116 erreicht. Bis dahin können die in dem Zylinder 102 befindlichen Gase über die durch Federn 153 belasteten Auspuffventile 105 durch den Auslaßkanal 106 und die Auslaßleitung 110 mit so hoher Geschwindigkeit austreten, daß durch die Aufwärtsbewegung des Kolbens der in dem Zylinder herrschende Druck nicht erhöht wird.

Fig. 11 und 12 zeigen eine das Auspuffventil 105 betätigende Einrichtung. Die Nockenwelle 131 wird von der Motorkurbelwelle angetrieben und ist mit einem das Ventil öffnenden Nocken 132 und einem Ventilschließnocken 133 versehen. Der auf dem Nocken 132 laufende Nockenläufer 134 wird in seiner Stellung durch Schwingarme 136 gehalten, die um eine Schwingwelle 137 schwingen. Eine Stoßstange 138 ist an dem Kipphebel 139 mittels eines Zapfens 140 befestigt. Der Kipphebel 139 schwingt auf einem Zapfen 141, der aus einem Stück mit einem Hebel 142 besteht, der seinerseits frei auf einem an der Konsole 144 befestigten Zapfen 143 schwingen kann. Der auf dem Nocken 133 laufende Nockenläufer 135 wird von einem Schwingarm 145 getragen, der um einen Zapfen 146 der Kurbel 147 schwingt. Das Außenende von Arm 145 trägt einen Zapfen 148, an dem eine Stoßstange 149 angreift. Das obere Ende der Stoßstange 149 ist mittels eines Zapfens 150 mit dem Hebel 142 verbunden.

In Fig. 13 zeigt die Linie *d* die Winkelstellung der Kurbel, an der die Öffnungsseite 151 des Nockens 132 den Nockenläufer 134 nach aufwärts zu bewegen beginnt, um das Ventil 105 am Ende des Arbeitshubes des Kolbens 101 zu öffnen. Der im Hebel 142 liegende Zapfen 141 befindet sich in seiner untersten Stellung auf der Linie *J-K*, während der Nockenläufer 135 auf dem Scheitel des konzentrischen Teiles von Nocken 133 läuft.

Befindet sich der Zapfen 146 von Kurbel 147 in seiner Mittelstellung, wie dargestellt, so bewirkt der Umlauf der Nockenwelle 131, daß der Nockenläufer 135 auf den Fußkreis von Nocken 133 abfällt, sobald die Linie *m* senkrecht steht. Diese Bewegung hebt den im Hebel 142 sitzenden Zapfen 141 auf eine Stellung, die durch die Linie *H-L* angedeutet ist. Das das Ventil betätigende Ende des Kipphebels 139 wird also von dem Ende des Ventils 105 abgehoben, das sich durch die Wirkung der Feder 153 schließt.

In der dargestellten Mittelstellung schließt das Ventil 105 bei *b* (Fig. 13). Dies ist die Mittelstellung der Kurbel 147. Durch Drehen der Kurbel 147 kann der Zapfen 146 in die Stellung *p* vorgeschoben werden, was zur Folge hat, daß das Ventil 105 bei *c* schließt, was der Stellung entspricht, bei der der Kolben die bei *a* geöffneten Spülöffnungen 103 wieder schließt. Dies ist die Leerlaufstellung. Wird die Kurbel in der entgegengesetzten Richtung zurückgedreht, so nimmt der Zapfen 146 die Stellung *r* ein, wodurch das Ventil 105 später bei *b<sub>1</sub>* (Fig. 13) schließt. Dies ist die Vollaststellung.

Sobald der Läufer 135 wieder auf den Nockenanstieg 156 von Nocken 133 gehoben wird, bewegt sich der Läufer 134 mit der gleichen Bewegungsgeschwindigkeit auf dem Nockenabstieg 154 des Nockens 132 abwärts. Das Ventil 105 bleibt also geschlossen, um sich erst wieder zu öffnen, wenn der Nockenanstieg 151 des Nockens 132 den Nockenläufer 134 anhebt.

Die Kurbel 147 kann mittels eines von Hand betätigten Hebels eingestellt werden, der getrennt für sich betätigbar ist oder mit der Regelung der Kraftstoffzufuhrmenge zusammenarbeitet. Die Kurbel 147 kann auch selbsttätig betätigt werden, um den Schließungswinkel des Ventils 105 in Übereinstimmung mit der zum Spülen und zum Aufladen bestimmten Druckluft zu ändern.

Die Erfindung kann bei allen Arten von Brennkraftmaschinen ohne Rücksicht auf den Kraftstoff verwendet werden. Sie ist besonders in Verbindung mit Doppelkraftstoffmotoren verwendbar.

#### PATENTANSPRÜCHE:

1. Verfahren zum Betrieb einer mit Ladegebläse und Ladeluftkühler versehenen Brennkraftmaschine unter sich ändernden Belastungsverhältnissen, dadurch gekennzeichnet, daß das in dem Zylinder eingeschlossene Luftvolumen im umgekehrten Verhältnis zu der Belastung geändert wird, so daß der lediglich infolge der Verdichtung erfolgende Temperaturanstieg in dem Zylinder sich umgekehrt wie die Belastung ändert.

2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die verdichtete Luft dem Zylinder bei einem Druck zugeführt wird, der sich direkt wie die Belastung ändert.

3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Verdichtungsendtemperatur bei allen Belastungen nicht höher liegt als die bei Leerlauf auftretende Temperatur.

4. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Verdichtungsendtemperatur bei allen Belastungen zwischen der Leerlauftemperatur und der Vollbelastungstemperatur liegt.

5. Verfahren nach den Ansprüchen 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die verdichtete Luft dem Motorzylinder bei einer gleichbleibenden Temperatur zugeführt wird.

6. Brennkraftmaschine zur Ausführung des Verfahrens nach Anspruch 1, gekennzeichnet durch einen selbsttätigen Regler, der die wirksame Länge des Kompressionshubes des Motors und somit das Verdichtungsverhältnis umgekehrt zur Belastung ändert.

7. Motor nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß die dem Zylinder zugeführte Luft mittels des Kühlers gleichbleibende Temperatur und mittels des Ladegebläses einen schwankenden, von der Motorbelastung abhängigen Druck aufweist. 5

8. Motor nach Anspruch 6 oder 7, dadurch gekennzeichnet, daß der selbsttätige Regler das Verdichtungsverhältnis so ändert, daß der Verdichtungsenddruck oberhalb einer Teilbelastung im wesentlichen gleichbleibt oder mit steigender 10 Belastung sich nur wenig erhöht.

9. Motor nach den Ansprüchen 6, 7 oder 8, der im Viertaktverfahren arbeitet, dadurch gekennzeichnet, daß der selbsttätige Regler, falls die Belastung einen vorbestimmten Wert übersteigt, das 15 Lufteinlaßventil schließt, ehe der Kolben das Ende seines Saughubes erreicht.

10. Motor nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß das Schließen des Einlaßventils um eine Strecke vorverlegt wird, die von dem Überdruck des Ladedrucks über einen vorbestimmten 20 Druck abhängt.

11. Motor nach den Ansprüchen 6, 7 oder 8, der im Viertaktverfahren arbeitet, dadurch gekennzeichnet, daß der selbsttätige Regler, falls die Belastung einen vorbestimmten Wert übersteigt, das 25 Lufteinlaßventil schließt, nachdem der Kolben seinen Verdichtungshub begonnen hat.

12. Motor nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß das Schließen des Einlaßventils um 30 eine Größe verzögert wird, die von dem Überdruck des Ladedrucks über einen vorbestimmten Druck abhängt.

13. Motor nach den Ansprüchen 6, 7 oder 8, der im Zweitaktgleichstromverfahren arbeitet, da- 35 durch gekennzeichnet, daß der selbsttätige Regler,

falls die Belastung einen vorbestimmten Wert übersteigt, das Auspuffventil schließt, nachdem der Kolben seinen Verdichtungshub begonnen hat.

14. Motor nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß das Schließen des Auspuffventils um eine Strecke verzögert wird, die von dem Überdruck des Ladedrucks über einen vorbestimmten Wert abhängt.

15. Motor nach den Ansprüchen 6, 7 oder 8, dadurch gekennzeichnet, daß jeder Zylinder zusätzlich zum Lufteinlaßventil und zum Auspuffventil ein Auslaßventil aufweist, das sich, falls die Belastung einen vorbestimmten Wert überschreitet, zu Beginn des Verdichtungshubes öffnet und von dem selbsttätigen Regler nach Beginn des Verdichtungshubes geschlossen wird.

16. Motor nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, daß das Schließen des zusätzlichen Auslaßventils um eine Größe verzögert wird, die von dem Überdruck des Ladedrucks über einen vorbestimmten Wert abhängt.

17. Motor nach den Ansprüchen 6 bis 16, dadurch gekennzeichnet, daß der Druck des in der Motorschmieranlage befindlichen Öles zur Betätigung eines Servomotors des selbsttätigen Reglers verwendet wird.

18. Motor nach den Ansprüchen 6 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß der selbsttätige Regler auf die Stellung eines selbsttätigen Motorreglers oder auf die Leistung der Kraftstoffeinspritzpumpe von Einspritzmotoren anspricht.

In Betracht gezogene Druckschriften:

Deutsche Patentschrift Nr. 452 147;  
österreichische Patentschrift Nr. 152 732;  
französische Patentschrift Nr. 959 254.

Hierzu 2 Blatt Zeichnungen



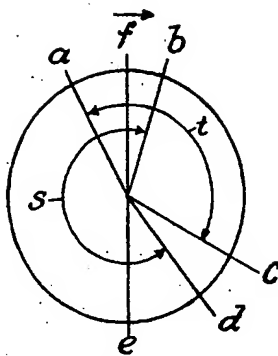


Fig. 1

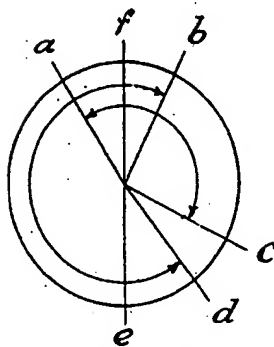


Fig. 4

a-  
b-  
c-  
d-  
c-e  
e-f  
f-d  
d-a  
a-b

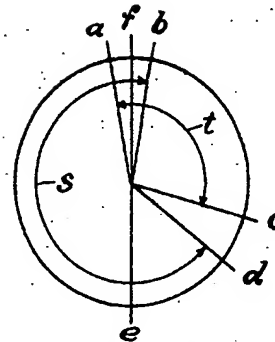


Fig. 3

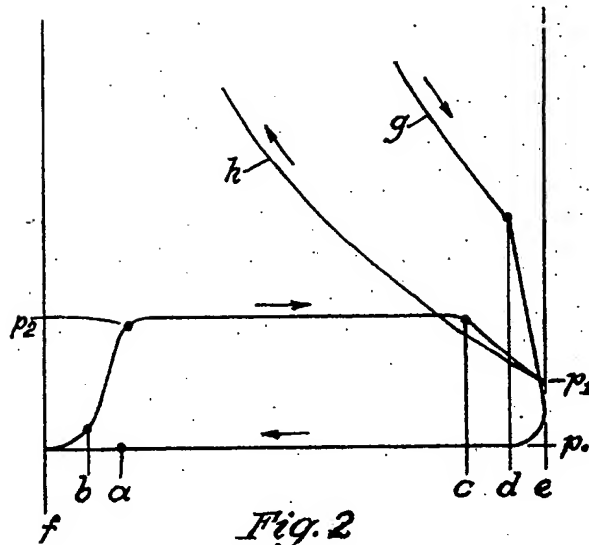


Fig. 2

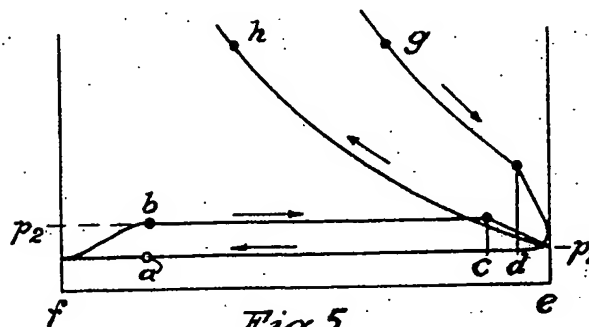


Fig. 5

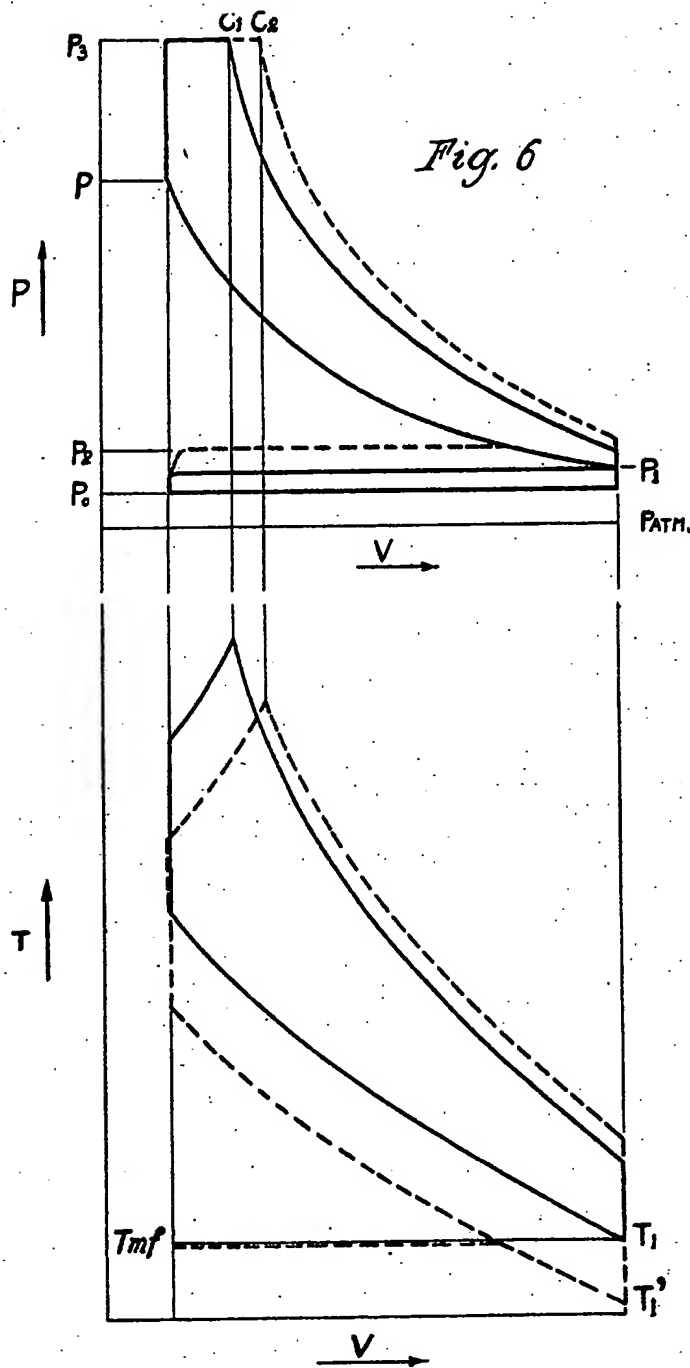


Fig. 7



Fig. 8

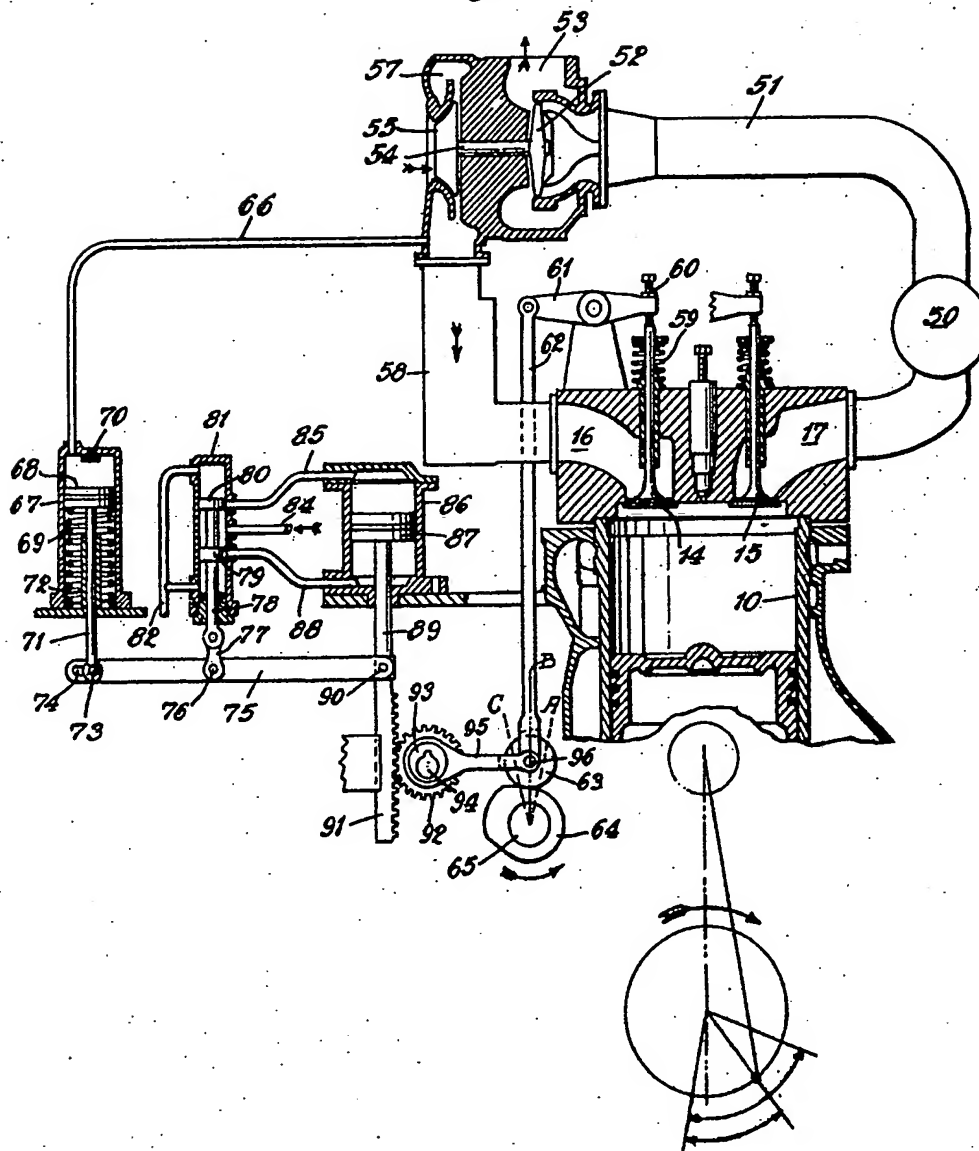


Fig. 9

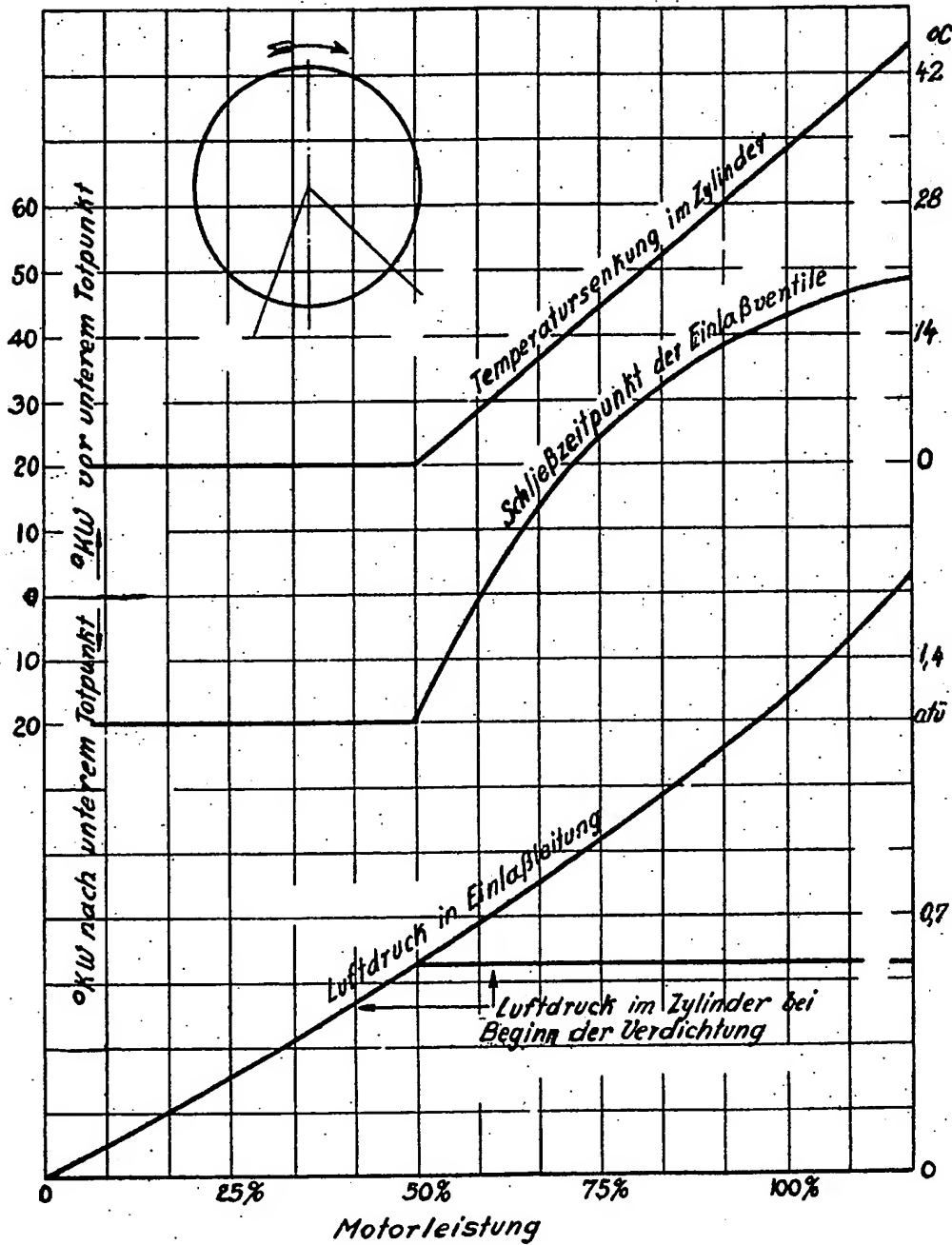


Fig.10

